

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号
特許第5221505号
(P5221505)

(45) 発行日 平成25年6月26日(2013.6.26)

(24) 登録日 平成25年3月15日(2013.3.15)

(51) Int.Cl.
F 1 6 H 3/66 (2006.01)

F 1 6 H 3/66 B

請求項の数 5 (全 26 頁)

(21) 出願番号	特願2009-277266 (P2009-277266)	(73) 特許権者	000231350 ジャトコ株式会社 静岡県富士市今泉700番地の1
(22) 出願日	平成21年12月7日(2009.12.7)	(74) 代理人	100082670 弁理士 西脇 民雄
(65) 公開番号	特開2011-117567 (P2011-117567A)	(72) 発明者	青田 和明 静岡県富士市今泉700番地の1 ジャトコ株式会社内
(43) 公開日	平成23年6月16日(2011.6.16)	(72) 発明者	犬田 行宣 静岡県富士市今泉700番地の1 ジャトコ株式会社内
審査請求日	平成24年2月14日(2012.2.14)	(72) 発明者	山本 明弘 静岡県富士市今泉700番地の1 ジャトコ株式会社内
		最終頁に続く	

(54) 【発明の名称】 自動変速機

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

第1のサンギヤと、第1のリングギヤと、前記第1のサンギヤと前記第1のリングギヤに噛み合う第1のシングルピニオンを支持する第1のキャリヤとからなる第1の遊星歯車と、

第2のサンギヤと、第2のリングギヤと、前記第2のサンギヤと前記第2のリングギヤに噛み合う第2のダブルピニオンを支持する第2のキャリヤとからなる第2の遊星歯車と、

第3のサンギヤと、第3のリングギヤと、前記第3のサンギヤと前記第3のリングギヤに噛み合う第3のシングルピニオンを支持する第3のキャリヤとからなる第3の遊星歯車と、

6つの摩擦要素と、を備え、
前記6つの摩擦要素を適宜締結解放することにより少なくとも前進8速の変速段に変速して入力軸からのトルクを出力軸に出力可能な自動変速機において、

前記入力軸は、前記第1のサンギヤに常時連結しており、
前記出力軸は、前記第1のキャリヤに常時連結しており、
前記第3のサンギヤは、常時固定して第1の固定メンバを構成しており、
前記第1のリングギヤと前記第2のサンギヤは、常時連結して第1の回転メンバを構成しており、

前記第2のリングギヤと前記第3のリングギヤは、常時締結して第2の回転メンバを構

10

20

成しており、

前記 6 つの摩擦要素は、

前記第 2 のキャリアと前記第 3 のキャリアの間を選択的に連結する第 1 の摩擦要素と、
前記第 3 のキャリアと前記第 1 の回転メンバの間を選択的に連結する第 2 の摩擦要素と

、
前記第 1 のサンギヤと前記第 2 のキャリアの間を選択的に連結する第 3 の摩擦要素と、
前記第 1 のキャリアと前記第 2 のキャリアの間を選択的に連結する第 4 の摩擦要素と、
前記第 1 のサンギヤと第 2 の回転メンバの間を選択的に連結する第 5 の摩擦要素と、
前記第 2 の回転メンバの回転に係止可能な第 6 の摩擦要素と、
により構成され、

10

前記 6 つの摩擦要素のうち、二つの同時締結の組み合わせにより、少なくとも前進 8 速及び後退 1 速を達成することを特徴とする自動変速機。

【請求項 2】

第 1 のサンギヤと、第 1 のリングギヤと、前記第 1 のサンギヤと前記第 1 のリングギヤに噛み合う第 1 のシングルピニオンを支持する第 1 のキャリアとからなる第 1 の遊星歯車と、

第 2 のサンギヤと、第 2 のリングギヤと、前記第 2 のサンギヤと前記第 2 のリングギヤに噛み合う第 2 のダブルピニオンを支持する第 2 のキャリアとからなる第 2 の遊星歯車と

、
第 3 のサンギヤと、第 3 のリングギヤと、前記第 3 のサンギヤと前記第 3 のリングギヤに噛み合う第 3 のシングルピニオンを支持する第 3 のキャリアとからなる第 3 の遊星歯車と、

20

6 つの摩擦要素と、を備え、

前記 6 つの摩擦要素を適宜締結解放することにより少なくとも前進 8 速の変速段に変速して入力軸からのトルクを出力軸に出力可能な自動変速機において、

前記入力軸は、前記第 3 のサンギヤに常時連結しており、

前記出力軸は、前記第 3 のキャリアに常時連結しており、

前記第 1 のサンギヤは、常時固定して第 1 の固定メンバを構成しており、

前記第 2 のサンギヤと前記第 3 のリングギヤは、常時連結して第 1 の回転メンバを構成しており、

30

前記第 1 のリングギヤと前記第 2 のリングギヤは、常時締結して第 2 の回転メンバを構成しており、

前記 6 つの摩擦要素は、

前記第 1 のキャリアと前記第 2 のキャリアの間を選択的に連結する第 1 の摩擦要素と、
前記第 1 のキャリアと前記第 1 の回転メンバの間を選択的に連結する第 2 の摩擦要素と

、
前記第 2 のキャリアと前記第 3 のサンギヤの間を選択的に連結する第 3 の摩擦要素と、
前記第 2 のキャリアと前記第 3 のキャリアの間を選択的に連結する第 4 の摩擦要素と、
前記第 3 のサンギヤと第 2 の回転メンバの間を選択的に連結する第 5 の摩擦要素と、
前記第 2 の回転メンバの回転に係止可能な第 6 の摩擦要素と、

40

により構成され、

前記 6 つの摩擦要素のうち、二つの同時締結の組み合わせにより、少なくとも前進 8 速及び後退 1 速を達成することを特徴とする自動変速機。

【請求項 3】

請求項 1 又は請求項 2 に記載された自動変速機において、

前記 6 つの摩擦要素のうち、二つの同時締結の組み合わせにより、少なくとも前進 8 速は、

前記第 4 の摩擦要素と前記第 6 の摩擦要素の同時締結により達成する第 1 速と、

前記第 2 の摩擦要素と前記第 6 の摩擦要素の同時締結により達成する第 2 速と、

前記第 2 の摩擦要素と前記第 4 の摩擦要素の同時締結により達成する第 3 速と、

50

前記第2の摩擦要素と前記第3の摩擦要素の同時締結により達成する第4速と、
前記第2の摩擦要素と前記第5の摩擦要素の同時締結により達成する第5速と、
前記第3の摩擦要素と前記第5の摩擦要素の同時締結により達成する第6速と、
前記第1の摩擦要素と前記第5の摩擦要素の同時締結により達成する第7速と、
前記第1の摩擦要素と前記第3の摩擦要素の同時締結により達成する第8速と、
からなることを特徴とする自動変速機。

【請求項4】

請求項1から請求項3のいずれか一項に記載された自動変速機において、
前記6つの摩擦要素のうち、二つの同時締結の組み合わせにより達成する後退1速は、
前記第3の摩擦要素と前記第6の摩擦要素の同時締結により達成することを特徴とする自動変速機。 10

【請求項5】

請求項1から請求項4のいずれか一項に記載された自動変速機において、
前記第1の遊星歯車と前記第2の遊星歯車と前記第3の遊星歯車は、駆動源が接続される前記入力軸から前記出力軸に向かって順に縦配列し、
前記第6の摩擦要素を、前記第1の遊星歯車より駆動源側の上流位置に設定したことを特徴とする自動変速機。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

20

本発明は、変速段の多段化要求やギヤ比幅のワイド化要求がある車両の変速装置として適用される自動変速機に関するものである。

【背景技術】

【0002】

従来、3遊星・6摩擦要素により前進8速の変速段を達成する自動変速機としては、ダブルピニオン型遊星歯車と、ラビニオタイプ遊星歯車ユニット（ダブルピニオン型遊星歯車1つとシングルピニオン型遊星歯車1つ）と、4個のクラッチと、2個のブレーキを有するものが知られている（例えば、特許文献1参照）。

【先行技術文献】

【特許文献】

30

【0003】

【特許文献1】特開2001-182785号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

しかしながら、従来の自動変速機にあっては、3遊星・6摩擦要素により前進8速の変速段を達成するものの、実質的にダブルピニオン型遊星歯車を2つ使っているため、下記の項目で不利になる、という問題があった。

- ・ピニオンのギヤ径が小さくなるため、耐久信頼性が低下する。
- ・部品点数が多くなるため、コストアップになる。

40

【0005】

本発明は、上記問題に着目してなされたもので、3遊星・6摩擦要素で前進8速を達成しながら、耐久性信頼性・コストの面で有利である自動変速機を提供することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0006】

上記目的を達成するため、本発明の自動変速機は、
第1のサンギヤと、第1のリングギヤと、前記第1のサンギヤと前記第1のリングギヤに噛み合う第1のシングルピニオンを支持する第1のキャリアとからなる第1の遊星歯車と、
、

50

第2のサンギヤと、第2のリングギヤと、前記第2のサンギヤと前記第2のリングギヤに噛み合う第2のダブルピニオンを支持する第2のキャリアとからなる第2の遊星歯車と、第3のサンギヤと、第3のリングギヤと、前記第3のサンギヤと前記第3のリングギヤに噛み合う第3のシングルピニオンを支持する第3のキャリアとからなる第3の遊星歯車と、

6つの摩擦要素と、を備え、

前記6つの摩擦要素を適宜締結解放することにより少なくとも前進8速の変速段に変速して入力軸からのトルクを出力軸に出力可能である。

この自動変速機において、

前記入力軸は、前記第1のサンギヤに常時連結しており、

10

前記出力軸は、前記第1のキャリアに常時連結しており、

前記第3のサンギヤは、常時固定して第1の固定メンバを構成しており、

前記第1のリングギヤと前記第2のサンギヤは、常時連結して第1の回転メンバを構成しており、

前記第2のリングギヤと前記第3のリングギヤは、常時締結して第2の回転メンバを構成しており、

前記6つの摩擦要素は、

前記第2のキャリアと前記第3のキャリアの間を選択的に連結する第1の摩擦要素と、

前記第3のキャリアと前記第1の回転メンバの間を選択的に連結する第2の摩擦要素と、

20

前記第1のサンギヤと前記第2のキャリアの間を選択的に連結する第3の摩擦要素と、

前記第1のキャリアと前記第2のキャリアの間を選択的に連結する第4の摩擦要素と、

前記第1のサンギヤと前記第2の回転メンバの間を選択的に連結する第5の摩擦要素と、

前記第2の回転メンバの回転に係止可能な第6の摩擦要素と、

により構成され、

前記6つの摩擦要素のうち、二つの同時締結の組み合わせにより、少なくとも前進8速及び後退1速を達成することを特徴とする。

【発明の効果】

【0007】

よって、本発明の自動変速機にあっては、3遊星・6摩擦要素により少なくとも前進8速及び後退1速の変速段を達成する。このうち、3遊星については、2つのシングルピニオン型遊星歯車と1つのダブルピニオン型遊星歯車が用いられる。このため、ピニオンのギヤ径が大きくなるので、耐久信頼性が向上する。さらに、部品点数が減少するので、コストダウンになる。

30

この結果、3遊星・6摩擦要素で前進8速を達成しながら、耐久信頼性・コストの面で有利にすることができる。

【図面の簡単な説明】

【0008】

【図1】実施例1の自動変速機を示すスケルトン図である。

【図2】実施例1の自動変速機において6つの摩擦要素のうち二つの同時締結の組み合わせにより前進8速及び後退1速を達成する締結作動表を示す図である。

40

【図3】実施例1の自動変速機において前進8速の各変速段での歯車噛み合い回数表を示す図である。

【図4】実施例1の自動変速機における第1速(1st)の変速段での変速作用説明図である。

【図5】実施例1の自動変速機における第2速(2nd)の変速段での変速作用説明図である。

【図6】実施例1の自動変速機における第3速(3rd)の変速段での変速作用説明図である。

【図7】実施例1の自動変速機における第4速(4th)の変速段での変速作用説明図である。

50

【図 8】実施例 1 の自動変速機における第 5 速 (5th) の変速段での変速作用説明図である。

【図 9】実施例 1 の自動変速機における第 6 速 (6th) の変速段での変速作用説明図である。

【図 10】実施例 1 の自動変速機における第 7 速 (7th) の変速段での変速作用説明図である。

【図 11】実施例 1 の自動変速機における第 8 速 (8th) の変速段での変速作用説明図である。

【図 12】実施例 1 の自動変速機における後退速 (Rev) の変速段での変速作用説明図である。

10

【図 13】従来例の自動変速機を示すスケルトン図である。

【図 14】従来例の自動変速機において 6 つの摩擦要素のうち二つの同時締結の組み合わせにより前進 8 速及び後退 2 速を達成する締結作動表を示す図である。

【図 15】従来例の自動変速機において前進 8 速の各変速段での歯車噛み合い回数表を示す図である。

【図 16】(a)～(c)は実施例 1 の自動変速機におけるギヤ比の別の例を示す表であり、(d)はそのときの段間比を示すグラフである。

【図 17】実施例 2 の自動変速機を示すスケルトン図である。

【図 18】実施例 2 の自動変速機における第 1 速 (1st) の変速段での変速作用説明図である。

20

【図 19】実施例 2 の自動変速機における第 2 速 (2nd) の変速段での変速作用説明図である。

【図 20】実施例 2 の自動変速機における第 3 速 (3rd) の変速段での変速作用説明図である。

【図 21】実施例 2 の自動変速機における第 4 速 (4th) の変速段での変速作用説明図である。

【図 22】実施例 2 の自動変速機における第 5 速 (5th) の変速段での変速作用説明図である。

【図 23】実施例 2 の自動変速機における第 6 速 (6th) の変速段での変速作用説明図である。

30

【図 24】実施例 2 の自動変速機における第 7 速 (7th) の変速段での変速作用説明図である。

【図 25】実施例 2 の自動変速機における第 8 速 (8th) の変速段での変速作用説明図である。

【図 26】実施例 2 の自動変速機における後退速 (Rev) の変速段での変速作用説明図である。

【発明を実施するための形態】

【0009】

以下、本発明の自動変速機を実現する最良の形態を、図面に示す実施例 1 及び実施例 2 に基づいて説明する。

40

【実施例 1】

【0010】

まず、構成を説明する。

図 1 は、実施例 1 の自動変速機を示すスケルトン図である。以下、図 1 に基づいて、実施例 1 の自動変速機の遊星歯車構成と摩擦要素構成を説明する。

【0011】

実施例 1 の自動変速機は、図 1 に示すように、第 1 の遊星歯車 PG1 と、第 2 の遊星歯車 PG2 と、第 3 の遊星歯車 PG3 と、入力軸 IN と、出力軸 OUT と、第 1 の固定メンバ F1 と、第 1 の回転メンバ M1 と、第 2 の回転メンバ M2 と、第 1 クラッチ C1 (第 1 の摩擦要素) と、第 2 クラッチ C2 (第 2 の摩擦要素) と、第 3 クラッチ C3 (第 3 の摩擦要素) と、第 4 クラッチ C4

50

(第4の摩擦要素)と、第5クラッチC5(第5の摩擦要素)と、第1ブレーキB1(第6の摩擦要素)と、トランスミッションケースTCと、を備えている。

【0012】

前記第1の遊星歯車PG1は、シングルピニオン型遊星歯車であり、第1のサンギヤS1と、該第1のサンギヤS1に噛み合う第1のシングルピニオンP1を支持する第1のキャリアPC1と、前記第1のシングルピニオンP1に噛み合う第1のリングギヤR1とからなる。

【0013】

前記第2の遊星歯車PG2は、第2のダブルピニオンP2s,P2rを有するダブルピニオン型遊星歯車であり、第2のサンギヤS2と、該第2のサンギヤS2に噛み合うピニオンP2sと該ピニオンP2sに噛み合うピニオンP2rを支持する第2のキャリアPC2と、前記ピニオンP2rに噛み合う第2のリングギヤR2とからなる。

10

【0014】

前記第3の遊星歯車PG3は、シングルピニオン型遊星歯車であり、第3のサンギヤS3と、該第3のサンギヤS3に噛み合う第3のシングルピニオンP3を支持する第3のキャリアPC3と、前記第3のシングルピニオンP3に噛み合う第3のリングギヤR3とからなる。

【0015】

前記入力軸INは、駆動源(エンジン等)からの回転駆動トルクがトルクコンバータ等を介して入力される軸で、前記第1のサンギヤS1に常時連結している。

【0016】

前記出力軸OUTは、プロペラシャフトやファイナルギヤ等を介して駆動輪へ変速後の回転駆動トルクを出力する軸で、前記第1のキャリアPC1に常時連結している。

20

【0017】

前記第1の固定メンバF1は、前記第3のサンギヤS3を、トランスミッションケースTCに常時固定するメンバである。

【0018】

前記第1の回転メンバM1は、前記第1のリングギヤR1と前記第2のサンギヤS2を、摩擦要素を介在させることなく常時連結する回転メンバである。

【0019】

前記第2の回転メンバM2は、前記第2のリングギヤR2と前記第3のリングギヤR3を、摩擦要素を介在させることなく常時連結する回転メンバである。

30

【0020】

前記第1クラッチC1は、前記第2のキャリアPC2と前記第3のキャリアPC3の間を選択的に連結する第1の摩擦要素である。

【0021】

前記第2クラッチC2は、前記第3のキャリアPC3と前記第1の回転メンバM1の間を選択的に連結する第2の摩擦要素である。

【0022】

前記第3クラッチC3は、前記第1のサンギヤS1と前記第2のキャリアPC2の間を選択的に連結する第3の摩擦要素である。

【0023】

前記第4クラッチC4は、前記第1のキャリアPC1と前記第2のキャリアPC2の間を選択的に連結する第4の摩擦要素である。

40

【0024】

前記第5クラッチC5は、前記第1のサンギヤS1と前記第2の回転メンバM2の間を選択的に連結する第5の摩擦要素である。

【0025】

前記第1ブレーキB1は、前記第2の回転メンバM2の回転を、前記トランスミッションケースTCに対し係止可能な第6の摩擦要素である。なお、この第1ブレーキB1は、第1の遊星歯車PG1より駆動源側の上流位置に設定している。

【0026】

50

前記第1の遊星歯車PG1と前記第2の遊星歯車PG2と前記第3の遊星歯車PG3は、図1に示すように、駆動源が接続される前記入力軸INから前記出力軸OUTに向かって順に縦配列している。

【0027】

図2は、実施例1の自動変速機において6つの摩擦要素のうち二つの同時締結の組み合わせにより前進8速及び後退1速を達成する締結作動表を示す図である。図3は、実施例1の自動変速機において前進8速の各変速段での歯車噛み合い回数表を示す図である。以下、図2及び図3に基づいて、実施例1の自動変速機の各変速段を成立させる変速構成を説明する。

【0028】

10

実施例1の自動変速機は、6つの摩擦要素C1,C2,C3,C4,C5,B1のうち二つの同時締結の組み合わせにより、下記に述べるように前進8速及び後退1速の各変速段を達成する。

【0029】

第1速(1st)の変速段は、図2に示すように、第4クラッチC4と第1ブレーキB1の同時締結により達成する。この第1速の変速段での歯車噛み合い回数は、図3に示すように、第1の遊星歯車PG1と第2の遊星歯車PG2が噛み合いに関与するため、合計回数は、5回(=2回+3回+0回)となる。

【0030】

第2速(2nd)の変速段は、図2に示すように、第2クラッチC2と第1ブレーキB1の同時締結により達成する。この第2速の変速段での歯車噛み合い回数は、図3に示すように、第1の遊星歯車PG1のみが噛み合いに関与するため、合計回数は、2回(=2回+0回+0回)となる。

20

【0031】

第3速(3rd)の変速段は、図2に示すように、第2クラッチC2と第4クラッチC4の同時締結により達成する。この第3速の変速段での歯車噛み合い回数は、図3に示すように、第1の遊星歯車PG1と第2の遊星歯車PG2と第3の遊星歯車PG3が噛み合いに関与するため、合計回数は、7回(=2回+3回+2回)となる。

【0032】

第4速(4th)の変速段は、図2に示すように、第2クラッチC2と第3クラッチC3の同時締結により達成する。この第4速の変速段での歯車噛み合い回数は、図3に示すように、第1の遊星歯車PG1と第2の遊星歯車PG2と第3の遊星歯車PG3が噛み合いに関与するため、合計回数は、7回(=2回+3回+2回)となる。

30

【0033】

第5速(5th)の変速段は、図2に示すように、第2クラッチC2と第5クラッチC5の同時締結により達成する。この第5速の変速段での歯車噛み合い回数は、図3に示すように、第1の遊星歯車PG1と第3の遊星歯車PG3が噛み合いに関与するため、合計回数は、4回(=2回+0回+2回)となる。

【0034】

第6速(6th)の変速段は、図2に示すように、第3クラッチC3と第5クラッチC5の同時締結により達成する。この第6速の変速段での歯車噛み合い回数は、図3に示すように、第1の遊星歯車PG1と第2の遊星歯車PG2と第3の遊星歯車PG3がいずれも噛み合いに関与しないため、合計回数は0回となる。

40

【0035】

第7速(7th)の変速段は、図2に示すように、第1クラッチC1と第5クラッチC5の同時締結により達成する。この第7速の変速段での歯車噛み合い回数は、図3に示すように、第1の遊星歯車PG1と第2の遊星歯車PG2と第3の遊星歯車PG3が噛み合いに関与するため、合計回数は、7回(=2回+3回+2回)となる。

【0036】

第8速(8th)の変速段は、図2に示すように、第1クラッチC1と第3クラッチC3の同時締結により達成する。この第8速の変速段での歯車噛み合い回数は、図3に示すように

50

、第1の遊星歯車PG1と第2の遊星歯車PG2と第3の遊星歯車PG3が噛み合いに関与するため、合計回数は、7回（＝2回＋3回＋2回）となる。

【0037】

後退速（Rev）の変速段は、図2に示すように、第3クラッチC3と第1ブレーキB1の同時締結により達成する。

【0038】

次に、作用を説明する。

実施例1の自動変速機における作用を、「各変速段での変速作用」、「従来技術との対比による有利性」に分けて説明する。

【0039】

[各変速段での変速作用]

（第1速の変速段）

第1速（1st）の変速段では、図4のハッチングに示すように、第4クラッチC4と第1ブレーキB1が同時締結される。

【0040】

この第4クラッチC4の締結により、第1のキャリアPC1と第2のキャリアPC2が直結される。第1ブレーキB1の締結と第2の回転メンバM2と第1の固定メンバF1により、第3の遊星歯車PG3の三つの回転要素S3, PC3, R3が一体となってトランスミッションケースTCに固定されると共に、第2のリングギヤR2がトランスミッションケースTCに固定される。

【0041】

したがって、第1のサンギヤS1へ入力軸INを經過して入力回転数が入力されると、第1の遊星歯車PG1の第1のキャリアPC1と第1のリングギヤR1は、リングギヤ固定の第2の遊星歯車PG2の第2のサンギヤS2と第2のキャリアPC2の回転により拘束を受けながら回転する。このときの拘束条件は、第4クラッチC4を介して第1のキャリアPC1と第2のキャリアPC2が同じ回転数を保ち、且つ、第1の回転メンバM1を介して第1のリングギヤR1と第2のサンギヤS2が同じ回転数を保つという条件である。この回転拘束関係により第1のキャリアPC1の回転数は、入力回転を減速した回転数となる。この第1のキャリアPC1からの出力回転数（＝入力回転数より低い減速回転数）は、出力軸OUTにそのまま伝達され、第1速の変速段が達成される。

【0042】

（第2速の変速段）

第2速（2nd）の変速段では、図5のハッチングに示すように、第2クラッチC2と第1ブレーキB1が同時締結される。

【0043】

この第2クラッチC2と第1ブレーキB1の同時締結と第1, 第2の回転メンバM1, M2と第1の固定メンバF1により、第2の遊星歯車PG2の三つの回転要素S2, PC2, R2及び第3の遊星歯車PG3の三つの回転要素S3, PC3, R3が一体となってトランスミッションケースTCに固定されると共に、第1のリングギヤR1がトランスミッションケースTCに固定される。

【0044】

したがって、第1のサンギヤS1へ入力軸INを經過して入力回転数が入力されると、リングギヤ固定の第1の遊星歯車PG1において、入力回転を減速し、第1のキャリアPC1から出力する。この第1のキャリアPC1からの出力回転数（＝入力回転数より低く第1速より高い減速回転数）は、出力軸OUTにそのまま伝達され、第2速の変速段が達成される。

【0045】

（第3速の変速段）

第3速（3rd）の変速段では、図6のハッチングに示すように、第2クラッチC2と第4クラッチC4が同時締結される。

【0046】

この第2クラッチC2の締結と第1の回転メンバM1により、第1のリングギヤR1と第2のサンギヤS2と第3のキャリアPC3が直結される。第4クラッチC4の締結により、第1のキ

10

20

30

40

50

ャリヤPC1と第2のキャリヤPC2が直結される。

【0047】

したがって、第1のサンギヤS1へ入力軸INを経過して入力回転数が入力されると、第1の遊星歯車PG1の第1のキャリヤPC1と第1のリングギヤR1は、第2の遊星歯車PG2の第2のサンギヤS2と第2のキャリヤPC2の回転により拘束を受けながら回転し、第2の遊星歯車PG2の第2のサンギヤS2と第2のリングギヤR2は、サンギヤ固定の第3の遊星歯車PG3の第3のキャリヤPC3と第3のリングギヤR3の回転により拘束を受けながら回転する。このときの拘束条件は、第2クラッチC2及び第1の回転メンバM1を介して第1のリングギヤR1と第2のサンギヤS2と第3のキャリヤPC3が同じ回転数を保ち、且つ、第4クラッチC4を介して第1のキャリヤPC1と第2のキャリヤPC2が同じ回転数を保ち、且つ、第2の回転メンバM2を介して第2のリングギヤR2と第3のリングギヤR3が同じ回転数を保つという条件である。この回転拘束関係により第1のキャリヤPC1の回転数は、入力回転を減速した回転数となる。この第1のキャリヤPC1からの出力回転数（＝入力回転数より低く第2速より高い減速回転数）は、出力軸OUTにそのまま伝達され、第3速の変速段が達成される。

【0048】

（第4速の変速段）

第4速（4th）の変速段では、図7のハッチングに示すように、第2クラッチC2と第3クラッチC3が同時締結される。

【0049】

この第2クラッチC2の締結と第1の回転メンバM1により、第1のリングギヤR1と第2のサンギヤS2と第3のキャリヤPC3が直結される。第3クラッチC3の締結により、入力軸INと第1のサンギヤS1と第2のキャリヤPC2が直結される。

【0050】

したがって、入力軸INが入力回転数により回転すると、第2の遊星歯車PG2の第2のサンギヤS2と第2のリングギヤR2は、サンギヤ固定の第3の遊星歯車PG3の第3のキャリヤPC3と第3のリングギヤR3の回転により拘束を受けながら回転する。このときの拘束条件は、第2クラッチC2を介して第2のサンギヤS2と第3のキャリヤPC3が同じ回転数を保ち、且つ、第2の回転メンバM2を介して第2のリングギヤR2と第3のリングギヤR3が同じ回転数を保つという条件である。この回転拘束関係により第2のサンギヤS2と第3のキャリヤPC3が決まると、この回転は、第1の回転メンバM1を介して第1のリングギヤR1にそのまま入力される。このため、2入力1出力の第1の遊星歯車PG1において、第1のサンギヤS1の回転数（＝入力回転数）と第1のリングギヤR1の回転数が規定されることにより、第1のキャリヤPC1の回転数が決まる。この第1のキャリヤPC1からの出力回転数（入力回転数より低く第3速より高い減速回転数）は、出力軸OUTにそのまま伝達され、第4速の変速段が達成される。

【0051】

（第5速の変速段）

第5速（5th）の変速段では、図8のハッチングに示すように、第2クラッチC2と第5クラッチC5が同時締結される。

【0052】

この第2クラッチC2の締結と第1の回転メンバM1により、第1のリングギヤR1と第2のサンギヤS2と第3のキャリヤPC3が直結される。第5クラッチC5の締結と第2の回転メンバM2により、入力軸INと第1のサンギヤS1と第2のリングギヤR2と第3のリングギヤR3が直結される。

【0053】

したがって、入力軸INが入力回転数により回転すると、第1の遊星歯車PG1の第1のサンギヤS1と第1のリングギヤR1は、サンギヤ固定の第3の遊星歯車PG3の第3のキャリヤPC3と第3のリングギヤR3の回転により拘束を受けながら回転する。このときの拘束条件は、第5クラッチC5及び第2の回転メンバM2を介して第1のサンギヤS1と第3のリングギヤR3が同じ回転数（＝入力回転数）を保ち、第2クラッチC2及び第1の回転メンバM1を介し

て第1のリングギヤR1と第3のキャリアPC3が同じ回転数を保つという条件である。この回転拘束関係により、2入力1出力の第1の遊星歯車PG1において、第1のサンギヤS1の回転数（＝入力回転数）と第1のリングギヤR1の回転数が規定され、第1のキャリアPC1の回転数が決まる。この第1のキャリアPC1からの出力回転数（入力回転数より低く第4速より高い減速回転数）は、出力軸OUTにそのまま伝達され、第5速の変速段が達成される。

【0054】

（第6速の変速段）

第6速（6th）の変速段では、図9のハッチングに示すように、第3クラッチC3と第5クラッチC5が同時締結される。

10

【0055】

この第3クラッチC3と第5クラッチC5の同時締結と第1、第2の回転メンバM1、M2により、第1の遊星歯車PG1において二つの回転要素S1、R1が直結されて第1の遊星歯車PG1の三つの回転要素S1、PC1、R1が一体に回転する状態にされ、第2の遊星歯車PG2において二つの回転要素PC2、R2が直結されて第2の遊星歯車PG2の三つの回転要素S2、PC2、R2が一体に回転する状態にされると共に、入力軸INと第1の遊星歯車PG1と第2の遊星歯車PG2と第3のリングギヤR3が直結される。

【0056】

したがって、入力軸INが入力回転数により回転すると、第1の遊星歯車PG1が入力回転数により一体に回転する。このため、第1のキャリアPC1からの出力回転数（入力軸INからの入力回転数と同じ回転数）は、出力軸OUTにそのまま伝達され、変速比1の第6速の変速段（直結変速段）が達成される。

20

【0057】

（第7速の変速段）

第7速（7th）の変速段では、図10のハッチングに示すように、第1クラッチC1と第5クラッチC5が同時締結される。

【0058】

この第1クラッチC1の締結により、第2のキャリアPC2と第3のキャリアPC3が直結される。第5クラッチC5の締結と第2の回転メンバM2により、入力軸INと第1のサンギヤS1と第2のリングギヤR2と第3のリングギヤR3が直結される。

30

【0059】

したがって、入力軸INが入力回転数により回転すると、第2の遊星歯車PG2の第2のキャリアPC2と第2のリングギヤR2は、サンギヤ固定の第3の遊星歯車PG3の第3のキャリアPC3と第3のリングギヤR3の回転により拘束を受けながら回転する。このときの拘束条件は、第1クラッチC1を介して第2のキャリアPC2と第3のキャリアPC3が同じ回転数を保ち、第2の回転メンバM2を介して第2のリングギヤR2と第3のリングギヤR3が同じ回転数（＝入力回転数）を保つという条件である。この回転拘束関係により、2入力1出力の第2の遊星歯車PG2において、第2のキャリアPC2の回転数と第2のリングギヤR2の回転数（＝入力回転数）が規定され、第2のサンギヤS2の回転数が決まる。この第2のサンギヤS2の回転は、第1の回転メンバM1を介して第1のリングギヤR1にそのまま入力される。このため、2入力1出力の第1の遊星歯車PG1において、第1のサンギヤS1の回転数（＝入力回転数）と第1のリングギヤR1の回転数が規定されることにより、第1のキャリアPC1の回転数が決まる。この第1のキャリアPC1からの出力回転数（入力回転数及び第6速より高い増速回転数）は、出力軸OUTにそのまま伝達され、第7速の変速段が達成される。

40

【0060】

（第8速の変速段）

第8速（8th）の変速段では、図11のハッチングに示すように、第1クラッチC1と第3クラッチC3が同時締結される。

【0061】

この第1クラッチC1と第3クラッチC3の同時締結により、入力軸INと第1のサンギヤS1

50

と第2のキャリアPC2と第3のキャリアPC3が直結される。

【0062】

したがって、入力軸INが入力回転数により回転すると、第2の遊星歯車PG2の第2のキャリアPC2と第2のリングギヤR2は、サンギヤ固定の第3の遊星歯車PG3の第3のキャリアPC3と第3のリングギヤR3の回転により拘束を受けながら回転する。このときの拘束条件は、第1クラッチC1を介して第2のキャリアPC2と第3のキャリアPC3が同じ回転数（＝入力回転数）を保ち、第2の回転メンバM2を介して第2のリングギヤR2と第3のリングギヤR3が同じ回転数を保つという条件である。この回転拘束関係により、2入力1出力の第2の遊星歯車PG2において、第2のキャリアPC2の回転数（＝入力回転数）と第2のリングギヤR2の回転数が規定され、第2のサンギヤS2の回転数が決まる。この第2のサンギヤS2の回転は、第1の回転メンバM1を介して第1のリングギヤR1にそのまま入力される。このため、2入力1出力の第1の遊星歯車PG1において、第1のサンギヤS1の回転数（＝入力回転数）と第1のリングギヤR1の回転数が規定されることにより、第1のキャリアPC1の回転数が決まる。この第1のキャリアPC1からの出力回転数（入力回転数及び第7速より高い増速回転数）は、出力軸OUTにそのまま伝達され、第8速の変速段が達成される。

10

【0063】

（後退速の変速段）

後退速（Rev）の変速段では、図12のハッチングに示すように、第3クラッチC3と第1ブレーキB1が同時締結される。

【0064】

20

この第3クラッチC3の締結により、入力軸INと第1のサンギヤS1と第2のキャリアPC2が直結される。第1ブレーキB1の締結と第2の回転メンバM2と第1の固定メンバF1により、第3の遊星歯車PG3の三つの回転要素S3, PC3, R3が一体となってトランスミッションケースTCに固定されると共に、第2のリングギヤR2がトランスミッションケースTCに固定される。

【0065】

したがって、第1のサンギヤS1へ入力軸INを経過して入力回転数が入力されると、第1の遊星歯車PG1の第1のサンギヤS1と第1のリングギヤR1は、リングギヤ固定の第2の遊星歯車PG2の第2のサンギヤS2と第2のキャリアPC2の回転により拘束を受けながら回転する。このときの拘束条件は、第3クラッチC3を介して第1のサンギヤS1と第2のキャリアPC2が同じ回転数（＝入力回転数）を保ち、且つ、第1の回転メンバM1を介して第1のリングギヤR1と第2のサンギヤS2が同じ回転数を保つという条件である。この回転拘束関係により、2入力1出力の第1の遊星歯車PG1において、第1のサンギヤS1の回転数（＝入力回転数）と第1のリングギヤR1の回転数が規定され、第1のキャリアPC1の回転数が決まる。この第1のキャリアPC1からの出力回転数（入力回転数とは逆方向で入力回転数より低い減速回転数）は、出力軸OUTにそのまま伝達され、後退速の変速段が達成される。

30

【0066】

〔従来技術との対比による有利性〕

図13は、従来例の自動変速機を示すスケルトン図である。図14は、従来例の自動変速機において6つの摩擦要素のうち二つの同時締結の組み合わせにより前進8速及び後退2速を達成する締結作動表を示す図である。以下、図13及び図14を用いて、従来技術との対比による実施例1の自動変速機の有利性を説明する。

40

【0067】

まず、実施例1の自動変速機（図1及び図2）と従来例の自動変速機（図13及び図14）を対比すると、下記に列挙する点について、性能は同等であるといえることができる。

（基本構成と変速性能）

従来例の自動変速機と実施例1の自動変速機は、何れも3遊星・6摩擦要素により前進8速及び後退1速の変速段を達成する。

（変速制御性能）

従来例の自動変速機と実施例1の自動変速機は、何れも隣接する変速段への変速及び1段

50

飛び変速段への変速を、1つの摩擦要素の解放と1つの摩擦要素の締結という1重架け替え変速により達成する。

【0068】

しかし、下記に列挙する「(a)3遊星歯車」「(b)ギヤ比幅」「(c)後退動力性能」「(d)ユニットレイアウト」「(e)自動変速機ユニット形状」で、実施例1の自動変速機は、従来例の自動変速機に比べて有利性を持つ。

【0069】

(a) 3遊星歯車

自動変速機に用いる遊星歯車を選択する場合、選択肢として、シングルピニオン型遊星歯車とダブルピニオン型遊星歯車があるが、ギヤの伝達効率等の観点からダブルピニオン型遊星歯車よりもシングルピニオン型遊星歯車の選択が好ましいとされている。また、ギヤ比が比較的高い例えば第1速の変速段や第2速の変速段では、伝達トルクが大きいため歯車噛み合い回数が少ない方が好ましい。

【0070】

従来例の自動変速機は、図13に示すように、ダブルピニオン型遊星歯車と、ラビニオタイプ遊星歯車ユニット（ダブルピニオン型遊星歯車1つとシングルピニオン型遊星歯車1つ）を用いている。すなわち、実質的にダブルピニオン型遊星歯車を2つ使っているため、ピニオンのギヤ径が小さくなって耐久信頼性が低下する、部品点数が多くなってコストアップになる、という問題がある。さらに、この従来例の自動変速機では、ギヤ比が比較的高い第1速、第2速の変速段における歯車噛み合い回数が多く、この第1速、第2速の変速段でのギヤの伝達効率とギヤノイズが悪い、という問題がある。

【0071】

これに対し、実施例1の自動変速機の場合、ダブルピニオンによる第2の遊星歯車PG2と、シングルピニオンによる第1の遊星歯車PG1と第3の遊星歯車PG3を用いている。このため、2つのダブルピニオン型遊星歯車を用いる従来例に比べて、ダブルピニオン型遊星歯車の使用数が減少する。このため、2つのダブルピニオン型遊星歯車を用いる従来例に比べて、下記の項目で有利になる。

【0072】

実施例1の自動変速機の場合、ピニオンのギヤ径が大きくなるため、耐久信頼性が向上する。

すなわち、シングルピニオンの場合、サンギヤとリングギヤの間に、両ギヤの間隔をギヤ径とするピニオンが複数個配置される。一方、ダブルピニオンの場合、両ギヤの間隔より小さい径をギヤ径とする必要がある。このように、シングルピニオンの場合、ダブルピニオンに比べピニオンのギヤ径が大きくなるので、ピニオンの剛性や歯面強度を高めることができ、耐久信頼性が向上する。

【0073】

実施例1の自動変速機の場合、部品点数が少なくなり、コスト的に有利となる。例えば、ダブルピニオン型遊星歯車の場合、4組のダブルピニオンをサンギヤの周囲に配置する場合、ピニオンの数は8個となる。これに対し、シングルピニオン型遊星歯車の場合、サンギヤの周囲に4個のピニオンを配置すれば良く、部品点数が4個減少する。この結果、コストダウンを達成できる。

【0074】

さらに、実施例1の自動変速機の場合では、ギヤ比が比較的高い低速段（第1速、第2速）の変速段における歯車噛み合い回数が従来例に比べて減少し、低速段でのギヤの伝達効率が向上するし、ギヤノイズが低下する。

すなわち、1組のダブルピニオン型遊星歯車は、噛み合い回数が3であるのに対し、1組のシングルピニオン型遊星歯車は、ピニオン同士の噛み合いがない分、噛み合い回数が2である。したがって、実施例1の場合には、図3に示すように、第1速の変速段での噛み合い数は5、第2速の変速段での噛み合い回数は2となる。これに対し、2組のダブルピニオン型遊星歯車による従来例の場合、図15に示すように、第1速の変速段での噛み合

い数は6、第2速の変速段での噛み合い回数は8である。このため、実施例1の自動変速機では、ギヤ比が高く伝達トルクの高い低速段での噛み合い回数が少なく、低速段でのギヤの伝達効率が向上するし、ギヤノイズが低下する。

【0075】

(b) ギヤ比幅

自動変速機のギヤ比の変更幅は、レシオカバレッジ（＝最低変速段ギヤ比／最高変速段ギヤ比：以下、「RC」という。）によりあらわされる。このRC値は、大きい値であればあるほどギヤ比の変更幅が広いことをあらわし、ギヤ比の設定自由度が高くなることで好ましいとされる。

【0076】

従来例の自動変速機の場合、図14に示すように、 $RC = 6.397 (= 4.267 / 0.667)$ の値である。これに対し、実施例1の自動変速機において、図2に示すように、第1の遊星歯車PG1の歯数比を $p1 = 0.420$ 、第2の遊星歯車PG2の歯数比を $p2 = -0.540$ 、第3の遊星歯車PG3の歯数比を $p3 = 0.473$ とした場合、隣接する変速段での適正な段間比を保ちながら、 $RC = 7.515 (= 4.915 / 0.654)$ を得ている。

【0077】

つまり、適正な段間比を保ちながらもRC値を、従来例よりも大きな値にすることができ、最低変速段ギヤ比での発進性能と最高変速段ギヤ比での高速燃費の両立を確保することができる。ここで、「適正な段間比」とは、各変速段での段間比をプロットし、プロットした各点を線により結んだ特性を描いた場合、ローギヤ側からハイギヤ側に向かって滑らかな勾配にて低下した後、横這い状態で推移するような特性線が描けることをいう。

【0078】

そして、実際に駆動輪へ伝達される回転数は、自動変速機の下流位置に設けた終減速機のファイナルギヤ比で調整される。よって、RC値が大きな値であるほど、ファイナルギヤ比による調整自由度が高くなり、例えば、よりロー側に調整することで、トルクコンバータを持たないハイブリッド車の自動変速機への対応が有利になる。また、最適燃費域や最高トルク域が異なるガソリンエンジンとディーゼルエンジンへの対応も有利になる。つまり、エンジン車の場合、発進駆動力と燃費（エンジン回転数の低回転化）を両立することができる。

【0079】

加えて、この実施例1の自動変速機では、各変速段におけるギヤ比を図16(a)～(c)に示すように設定してもよい。図16(a)に示すギヤ比設定では、 $RC = 5.00 (= 3.576 / 0.715)$ を得ることができ、図16(b)に示すギヤ比設定では、 $RC = 7.02 (= 4.631 / 0.660)$ を得ることができ、図16(c)に示すギヤ比設定では、 $RC = 9.01 (= 5.823 / 0.646)$ を得ることができる。何れも場合においても隣接する変速段での適正な段間比を保つことができる（図16(d)参照）。このように、実施例1の自動変速機では、段間比の関係を著しく低下させることなくRCを5～9の範囲で任意に設定することができる。そして、RCの設定自由度が高いため、車種や用途に応じた適切なRCを設定することができ、発進駆動力と燃費をさらに向上させることができる。

【0080】

(c) 後退動力性能

1速ギヤ比と後退ギヤ比は、発進加速性と登坂性能を決定付ける値であり、例えば、1速ギヤ比と後退ギヤ比の比が1近傍にない場合、前後進の切り替え時に駆動力差が生じる。また、後退ギヤ比が1速ギヤ比より低いと、前進発進時の駆動力よりも後退発進時の駆動力が低くなり、後退発進性が劣ってしまう。

【0081】

従来例の自動変速機の場合、図14に示すように、 $Rev1/1st = 0.750$ であり、 $Rev2/1st = 0.469$ である。したがって、 $Rev1/1st$ の場合、つまり後退1速（Rev1）を選択した場合には後退時の駆動力不足を防止できるレベルは保てるものの、後退2速（Rev2）を選択した場合には、1速ギヤ比と後退ギヤ比の比が1よりも大幅に低い値であり、前後進の切り

10

20

30

40

50

替え時に駆動力差が生じるし、後退発進性が劣ってしまうおそれがある。

【0082】

これに対し、実施例1の自動変速機の場合、図2に示すように、 $Rev/1st=0.791$ であり、従来例よりも1速ギヤ比と後退ギヤ比の比が1近傍にある。このため、前後進の切り替え時に駆動力差が生じないし、後退発進性が劣ってしまうこともない。つまり、発進加速性と登坂性能を損なうことなく動作させることができる。

【0083】

(d) ユニットレイアウト

実施例1の自動変速機では、第1の遊星歯車PG1と第2の遊星歯車PG2と第3の遊星歯車PG3の歯数比 ρ_1 , ρ_2 , ρ_3 が0.3~0.65の範囲内であるため、各遊星歯車PG1~PG3におけるギヤの歯面強度、ギヤ径、歯数を適切な状態に確保しつつ、各遊星歯車PG1~PG3のそれぞれのサイズ拡大を抑制することができる。この結果、ユニットレイアウトの拡大を防止できる。

10

【0084】

また、実施例1の自動変速機は、各摩擦要素（第1クラッチC1~第1ブレーキB1）におけるトルク分担比が前進4.0以下、後退6.0以下であるため、各摩擦要素（第1クラッチC1~第1ブレーキB1）のそれぞれのサイズ拡大を抑制することができ、ユニットレイアウトの拡大を防止できる。

【0085】

そして、ユニットレイアウトの拡大を防止することで、トランスミッションケースTCのコンパクト化を達成することができ、自動変速機のユニット小型化やユニット軽量化、及びコスト低減に大きく寄与する。

20

【0086】

(e) 自動変速機ユニット形状

クラッチ要素とブレーキ要素による摩擦要素のうち、ブレーキ要素は、回転要素とトランスミッションケースの間に配置されるが、ブレーキ要素のトルク分担比が高いと、プレート枚数の増大とトランスミッションケースの径拡大により対応する必要がある。

【0087】

従来例の自動変速機の場合、第2ブレーキB2が最もトルク分担比が高いブレーキ要素であり、図13に示すように、第2ブレーキB2は、ダブルピニオン遊星歯車とラビニオタイプ遊星歯車ユニットの間に配置されているため、車体フロアとの干渉を避けるには、車室内に大きく突出するフロアトンネルを形成する必要がある。

30

【0088】

これに対し、実施例1の自動変速機の場合、第1ブレーキB1が最もトルク分担比が高いブレーキ要素であるが、図1に示すように、第1ブレーキB1は、車体フロアとの干渉とは無関係となる第1の遊星歯車PG1の前側、つまり、第1の遊星歯車PG1よりも駆動源側の上流位置に配置されているため、車体フロアと重なり合うケース領域の胴径を小さくすることができる。このため、パワーユニットルーム（例えば、エンジンルーム）に配置されるトランスミッションケースTCの前側部分のみの胴径を太くすれば、それ以降の胴径を細くする形状設定とすることができ、例えば、車室内に僅かに突出するフロアトンネルを形成するだけで車体フロアとの干渉を防止できる。

40

【0089】

次に、効果を説明する。

実施例1の自動変速機にあっては、下記に列挙する効果を得ることができる。

【0090】

(1) 第1のサンギヤS1と、第1のリングギヤR1と、前記第1のサンギヤS1と前記第1のリングギヤR1に噛み合う第1のシングルピニオンP1を支持する第1のキャリアPC1とからなる第1の遊星歯車PG1と、第2のサンギヤS2と、第2のリングギヤR2と、前記第2のサンギヤS2と前記第2のリングギヤR2に噛み合う第2のダブルピニオンP2s, P2rを支持する第2のキャリアPC2とからなる第2の遊星歯車PG2と、第3のサンギヤS3と、第3のリング

50

ギヤR3と、前記第3のサンギヤS3と前記第3のリングギヤR3に噛み合う第3のシングルピニオンP3を支持する第3のキャリアPC3とからなる第3の遊星歯車PG3と、6つの摩擦要素と、を備え、前記6つの摩擦要素を適宜締結解放することにより少なくとも前進8速の変速段に変速して入力軸INからのトルクを出力軸OUTに出力可能な自動変速機において、前記入力軸INは、前記第1のサンギヤS1に常時連結しており、前記出力軸OUTは、前記第1のキャリアPC1に常時連結しており、前記第3のサンギヤS3は、常時固定して第1の固定メンバF1を構成しており、前記第1のリングギヤR1と前記第2のサンギヤS2は、常時連結して第1の回転メンバM1を構成しており、前記第2のリングギヤR2と前記第3のリングギヤR3は、常時締結して第2の回転メンバM2を構成しており、前記6つの摩擦要素は、前記第2のキャリアPC2と前記第3のキャリアPC3の間を選択的に連結する第1の摩擦要素（第1クラッチC1）と、前記第3のキャリアPC3と前記第1の回転メンバM1の間を選択的に連結する第2の摩擦要素（第2クラッチC2）と、前記第1のサンギヤS1と前記第2のキャリアPC2の間を選択的に連結する第3の摩擦要素（第3クラッチC3）と、前記第1のキャリアPC1と前記第2のキャリアPC2の間を選択的に連結する第4の摩擦要素（第4クラッチC4）と、前記第1のサンギヤS1と前記第2の回転メンバM2の間を選択的に連結する第5の摩擦要素（第5クラッチC5）と、前記第2の回転メンバM2の回転に係止可能な第6の摩擦要素（第1ブレーキB1）と、により構成され、前記6つの摩擦要素のうち、二つの同時締結の組み合わせにより、少なくとも前進8速及び後退1速を達成する構成とした。

このため、3遊星・6摩擦要素で前進8速を達成しながら、ダブルピニオン遊星歯車の使用数を低減でき、耐久性信頼性・コストの面で有利であると共に、遊星数・摩擦要素数を増やさずに多段化するため、ユニットレイアウト拡大とコストアップすることなく燃費性能及び変速性能の向上を図ることができる。加えて、ギヤ比が高い変速段でのギヤ効率・ギヤノイズについても有利である。

【0091】

(2) 前記6つの摩擦要素のうち、二つの同時締結の組み合わせにより、少なくとも前進8速は、前記第4の摩擦要素（第4クラッチC4）と前記第6の摩擦要素（第1ブレーキB1）の同時締結により達成する第1速と、前記第2の摩擦要素（第2クラッチC2）と前記第6の摩擦要素（第1ブレーキB1）の同時締結により達成する第2速と、前記第2の摩擦要素（第2クラッチC2）と前記第4の摩擦要素（第4クラッチC4）の同時締結により達成する第3速と、前記第2の摩擦要素（第2クラッチC2）と前記第3の摩擦要素（第3クラッチC3）の同時締結により達成する第4速と、前記第2の摩擦要素（第2クラッチC2）と前記第5の摩擦要素（第5クラッチC5）の同時締結により達成する第5速と、前記第3の摩擦要素（第3クラッチC3）と前記第5の摩擦要素（第5クラッチC5）の同時締結により達成する第6速と、前記第1の摩擦要素（第1クラッチC1）と前記第5の摩擦要素（第5クラッチC5）の同時締結により達成する第7速と、前記第1の摩擦要素（第1クラッチC1）と前記第3の摩擦要素（第3クラッチC3）の同時締結により達成する第8速と、からなる構成とした。

このため、隣接段及び1段飛び変速段への変速が、1つの摩擦要素の締結と1つの摩擦要素の解放による1重架け替えにより達成され、変速制御が単純化されて有利である。加えて、適正な段間比を保ちながらもRC値を、最低変速段ギヤ比での発進性能と最高変速段ギヤ比での高速燃費の両立を図る要求値に達する設定とすることができる。さらに、段間比を著しく崩すことなくRC値の選択が可能である。

【0092】

(3) 前記6つの摩擦要素のうち、二つの同時締結の組み合わせにより達成する後退1速は、前記第3の摩擦要素（第3クラッチC3）と前記第6の摩擦要素（第1ブレーキB1）の同時締結により達成する構成とした。

このため、適切なRC値及び段間比を達成するような歯数比を選択しても、後退ギヤ比評価値（＝後退ギヤ比／1速ギヤ比）を1近傍の値とすることができ、この結果、前後進の切り替え時に駆動力差が生じることを防止できるし、後退発進加速性や登坂性能を確保することができる。

【0093】

(4) 前記第1の遊星歯車PG1と前記第2の遊星歯車PG2と前記第3の遊星歯車PG3は、駆動源が接続される前記入力軸INから前記出力軸OUTに向かって順に縦配列し、前記第6の摩擦要素(第1ブレーキB1)を、前記第1の遊星歯車PG1より駆動源側の上流位置に設定する構成とした。

このため、トランスミッションケースTCの前側部分のみの胴径を太くし、それ以降の部分の胴径を細くする形状設定にすることにより、車体フロアとの干渉を防止しつつ、フロアトンネルの車室内への突出を小さく抑えることができる。

【実施例2】

【0094】

実施例1の変速性能を実質的に全く変更することなく、実施例1の第1の遊星歯車と第3の遊星歯車を入れ替えただけの例である。

【0095】

まず、構成を説明する。

図17は、実施例2の自動変速機を示すスケルトン図である。以下、図17に基づいて、実施例2の自動変速機の遊星歯車構成と摩擦要素構成を説明する。

【0096】

実施例2の自動変速機は、図17に示すように、第1の遊星歯車PG1と、第2の遊星歯車PG2と、第3の遊星歯車PG3と、入力軸INと、出力軸OUTと、第1の固定メンバF1と、第1の回転メンバM1と、第2の回転メンバM2と、第1クラッチC1(第1の摩擦要素)と、第2クラッチC2(第2の摩擦要素)と、第3クラッチC3(第3の摩擦要素)と、第4クラッチC4(第4の摩擦要素)と、第5クラッチC5(第5の摩擦要素)と、第1ブレーキB1(第6の摩擦要素)と、トランスミッションケースTCと、を備えている。

【0097】

前記第1の遊星歯車PG1は、シングルピニオン型遊星歯車であり、第1のサンギヤS1と、該第1のサンギヤS1に噛み合う第1のシングルピニオンP1を支持する第1のキャリアPC1と、前記第1のシングルピニオンP1に噛み合う第1のリングギヤR1とからなる。

【0098】

前記第2の遊星歯車PG2は、第2のダブルピニオンP2s,P2rを有するダブルピニオン型遊星歯車であり、第2のサンギヤS2と、該第2のサンギヤS2に噛み合うピニオンP2sと該ピニオンP2sに噛み合うピニオンP2rを支持する第2のキャリアPC2と、前記ピニオンP2rに噛み合う第2のリングギヤR2とからなる。

【0099】

前記第3の遊星歯車PG3は、シングルピニオン型遊星歯車であり、第3のサンギヤS3と、該第3のサンギヤS3に噛み合う第3のシングルピニオンP3を支持する第3のキャリアPC3と、前記第3のシングルピニオンP3に噛み合う第3のリングギヤR3とからなる。

【0100】

前記入力軸INは、駆動源(エンジン等)からの回転駆動トルクがトルクコンバータ等を介して入力される軸で、前記第3のサンギヤS3に常時連結している。

【0101】

前記出力軸OUTは、プロペラシャフトやファイナルギヤ等を介して駆動輪へ変速後の回転駆動トルクを出力する軸で、前記第3のキャリアPC3に常時連結している。

【0102】

前記第1の固定メンバF1は、前記第1のサンギヤS1を、トランスミッションケースTCに常時固定するメンバである。なお、この第1の固定メンバF1は、第1の遊星歯車PG1より駆動源側の上流位置に設定している。

【0103】

前記第1の回転メンバM1は、前記第2のサンギヤS2と前記第3のリングギヤR3を、摩擦要素を介在させることなく常時連結する回転メンバである。

【0104】

前記第2の回転メンバM2は、前記第1のリングギヤR1と前記第2のリングギヤR2を、摩擦要素を介在させることなく常時締結する回転メンバである。

【0105】

前記第1クラッチC1は、前記第1のキャリアPC1と前記第2のキャリアPC2の間を選択的に連結する第1の摩擦要素である。

【0106】

前記第2クラッチC2は、前記第1のキャリアPC1と前記第1の回転メンバM1の間を選択的に連結する第2の摩擦要素である。

【0107】

前記第3クラッチC3は、前記第2のキャリアPC2と前記第3のサンギヤS3の間を選択的に連結する第3の摩擦要素である。

10

【0108】

前記第4クラッチC4は、前記第2のキャリアPC2と前記第3のキャリアPC3の間を選択的に連結する第4の摩擦要素である。

【0109】

前記第5クラッチC5は、前記第3のサンギヤS3と前記第2の回転メンバM2の間を選択的に連結する第5の摩擦要素である。

【0110】

前記第1ブレーキB1は、前記第2の回転メンバM2の回転を、前記トランスミッションケースTCに対し係止可能な第6の摩擦要素である。なお、この第1ブレーキB1は、第1の遊星歯車PG1より駆動源側の上流位置に設定している。

20

【0111】

前記第1の遊星歯車PG1と前記第2の遊星歯車PG2と前記第3の遊星歯車PG3は、図17に示すように、駆動源が接続される前記入力軸INから前記出力軸OUTに向かって順に縦配列している。

【0112】

実施例2の自動変速機での各変速段を成立させる変速構成は、実施例1の自動変速機と同様であるので説明を省略する。

【0113】

次に、作用を説明する。

30

実施例2の自動変速機における作用を、「各変速段での変速作用」、「従来技術との対比による有用性」を説明する。

【0114】

[各変速段での変速作用]

(第1速の変速段)

第1速(1st)の変速段では、図18のハッチングに示すように、第4クラッチC4と第1ブレーキB1が同時締結される。

【0115】

この第4クラッチC4の締結により、第2のキャリアPC2と第3のキャリアPC3が直結される。第1ブレーキB1の締結と第2の回転メンバM2と第1の固定メンバF1により、第1の遊星歯車PG1の三つの回転要素S1, PC1, R1が一体となってトランスミッションケースTCに固定されると共に、第2のリングギヤR2がトランスミッションケースTCに固定される。

40

【0116】

したがって、第3のサンギヤS3へ入力軸INを経過して入力回転数が入力されると、第3の遊星歯車PG3の第3のキャリアPC3と第3のリングギヤR3は、リングギヤ固定の第2の遊星歯車PG2の第2のサンギヤS2と第2のキャリアPC2の回転により拘束を受けながら回転する。このときの拘束条件は、第4クラッチC4を介して第2のキャリアPC2と第3のキャリアPC3が同じ回転数を保ち、且つ、第1の回転メンバM1を介して第2のサンギヤS2と第3のリングギヤR3が同じ回転数を保つという条件である。この回転拘束関係により第3のキャリアPC3の回転数は、入力回転を減速した回転数となる。この第3のキャリアPC3からの

50

出力回転数（＝入力回転数より低い減速回転数）は、出力軸OUTにそのまま伝達され、第1速の変速段が達成される。

【0117】

（第2速の変速段）

第2速（2nd）の変速段では、図19のハッチングに示すように、第2クラッチC2と第1ブレーキB1が同時締結される。

【0118】

この第2クラッチC2と第1ブレーキB1の同時締結と第1、第2の回転メンバM1、M2と第1の固定メンバF1により、第1の遊星歯車PG1の三つの回転要素S1、PC1、R1及び第2の遊星歯車PG2の三つの回転要素S2、PC2、R2が一体となってトランスミッションケースTCに固定されると共に、第3のリングギヤR3がトランスミッションケースTCに固定される。

10

【0119】

したがって、第3のサンギヤS3へ入力軸INを経過して入力回転数が入力されると、リングギヤ固定の第3の遊星歯車PG3において、入力回転を減速し、第3のキャリヤPC3から出力する。この第3のキャリヤPC3からの出力回転数（＝入力回転数より低く第1速より高い減速回転数）は、出力軸OUTにそのまま伝達され、第2速の変速段が達成される。

【0120】

（第3速の変速段）

第3速（3rd）の変速段では、図20のハッチングに示すように、第2クラッチC2と第4クラッチC4が同時締結される。

20

【0121】

この第2クラッチC2の締結と第1の回転メンバM1により、第1のキャリヤPC1と第2のサンギヤS2と第3のリングギヤR3が直結される。第4クラッチC4の締結により、第2のキャリヤPC2と第3のキャリヤPC3が直結される。

【0122】

したがって、第3のサンギヤS3へ入力軸INを経過して入力回転数が入力されると、第3の遊星歯車PG3の第3のキャリヤPC3と第3のリングギヤR3は、第2の遊星歯車PG2の第2のサンギヤS2と第2のキャリヤPC2の回転により拘束を受けながら回転し、第2の遊星歯車PG2の第2のサンギヤS2と第2のリングギヤR2は、サンギヤ固定の第1の遊星歯車PG1の第1のキャリヤPC1と第1のリングギヤR1の回転により拘束を受けながら回転する。このときの拘束条件は、第2クラッチC2及び第1の回転メンバM1を介して第1のキャリヤPC1と第2のサンギヤS2と第3のリングギヤR3が同じ回転数を保ち、且つ、第4クラッチC4を介して第2のキャリヤPC2と第3のキャリヤPC3が同じ回転数を保ち、且つ、第2の回転メンバM2を介して第1のリングギヤR1と第2のリングギヤR2が同じ回転数を保つという条件である。この回転拘束関係により第3のキャリヤPC3の回転数は、入力回転を減速した回転数となる。この第3のキャリヤPC3からの出力回転数（＝入力回転数より低く第2速より高い減速回転数）は、出力軸OUTにそのまま伝達され、第3速の変速段が達成される。

30

【0123】

（第4速の変速段）

第4速（4th）の変速段では、図21のハッチングに示すように、第2クラッチC2と第3クラッチC3が同時締結される。

40

【0124】

この第2クラッチC2の締結と第1の回転メンバM1により、第1のキャリヤPC1と第2のサンギヤS2と第3のリングギヤR3が直結される。第3クラッチC3の締結により、入力軸INと第2のキャリヤPC2と第3のサンギヤS3が直結される。

【0125】

したがって、入力軸INが入力回転数により回転すると、第2の遊星歯車PG2の第2のサンギヤS2と第2のリングギヤR2は、サンギヤ固定の第1の遊星歯車PG1の第1のキャリヤPC1と第1のリングギヤR1の回転により拘束を受けながら回転する。このときの拘束条件は、第2クラッチC2及び第1の回転メンバM1を介して第1のキャリヤPC1と第2のサンギヤS

50

2が同じ回転数を保ち、且つ、第2の回転メンバM2を介して第1のリングギヤR1と第2のリングギヤR2が同じ回転数を保つという条件である。この回転拘束関係により第1のキャリアPC1と第2のサンギヤS2の回転が決まると、この回転は第1の回転メンバM1を介して第3のリングギヤR3にそのまま入力される。このため、2入力1出力の第3の遊星歯車PG3において、第3のサンギヤS3の回転数（＝入力回転数）と第3のリングギヤR3の回転数が規定されることにより、第3のキャリアPC3の回転数が決まる。この第3のキャリアPC3からの出力回転数（入力回転数より低く第3速より高い減速回転数）は、出力軸OUTにそのまま伝達され、第4速の変速段が達成される。

【0126】

（第5速の変速段）

第5速（5th）の変速段では、図22のハッチングに示すように、第2クラッチC2と第5クラッチC5が同時締結される。

【0127】

この第2クラッチC2の締結と第1の回転メンバM1により、第1のキャリアPC1と第2のサンギヤS2と第3のリングギヤR3が直結される。第5クラッチC5の締結と第2の回転メンバM2により、入力軸INと第1のリングギヤR1と第2のリングギヤR2と第3のサンギヤS3が直結される。

【0128】

したがって、入力軸INが入力回転数により回転すると、第3の遊星歯車PG3の第3のサンギヤS3と第3のリングギヤR3は、サンギヤ固定の第1の遊星歯車PG1の第1のキャリアPC1と第1のリングギヤR1の回転により拘束を受けながら回転する。このときの拘束条件は、第5クラッチC5及び第2の回転メンバM2を介して第1のリングギヤR1と第3のサンギヤS3が同じ回転数（＝入力回転数）を保ち、第2クラッチC2及び第1の回転メンバM1を介して第1のキャリアPC1と第3のリングギヤR3が同じ回転数を保つという条件である。この回転拘束関係により、2入力1出力の第3の遊星歯車PG3において、第3のサンギヤS3の回転数（＝入力回転数）と第3のリングギヤR3の回転数が規定され、第3のキャリアPC3の回転数が決まる。この第3のキャリアPC3からの出力回転数（入力回転数より低く第4速より高い減速回転数）は、出力軸OUTにそのまま伝達され、第5速の変速段が達成される。

【0129】

（第6速の変速段）

第6速（6th）の変速段では、図23のハッチングに示すように、第3クラッチC3と第5クラッチC5が同時締結される。

【0130】

この第3クラッチC3と第5クラッチC5の同時締結と第1,第2の回転メンバM1,M2により、第2の遊星歯車PG2において二つの回転要素PC2,R2が直結されて第2の遊星歯車PG2の三つの回転要素S2,PC2,R2が一体に回転する状態にされ、第3の遊星歯車PG3において二つの回転要素S3,R3が直結されて第3の遊星歯車PG3の三つの回転要素S3,PC3,R3が一体に回転する状態にされると共に、入力軸INと第1のリングギヤR1と第2の遊星歯車PG2と第3の遊星歯車PG3が直結される。

【0131】

したがって、入力軸INが入力回転数により回転すると、第3の遊星歯車PG3が入力回転数により一体に回転する。このため、第3のキャリアPC3からの出力回転数（入力軸INからの入力回転数と同じ回転数）は、出力軸OUTにそのまま伝達され、変速比1の第6速の変速段（直結変速段）が達成される。

【0132】

（第7速の変速段）

第7速（7th）の変速段では、図24のハッチングに示すように、第1クラッチC1と第5クラッチC5が同時締結される。

【0133】

この第1クラッチC1の締結により、第1のキャリアPC1と第2のキャリアPC2が直結される。第5クラッチC5の締結と第2の回転メンバM2により、入力軸INと第1のリングギヤR1と第2のリングギヤR2と第3のサンギヤS3が直結される。

【0134】

したがって、入力軸INが入力回転数により回転すると、第2の遊星歯車PG2の第2のキャリアPC2と第2のリングギヤR2は、サンギヤ固定の第1の遊星歯車PG1の第1のキャリアPC1と第1のリングギヤR1の回転により拘束を受けながら回転する。このときの拘束条件は、第1クラッチC1を介して第1のキャリアPC1と第2のキャリアPC2が同じ回転数を保ち、第5クラッチC5及び第2の回転メンバM2を介して第1のリングギヤR1と第2のリングギヤR2が同じ回転数（＝入力回転数）を保つという条件である。この回転拘束関係により、2入力1出力の第2の遊星歯車PG2において、第2のキャリアPC2の回転数と第2のリングギヤR2の回転数（＝入力回転数）が規定され、第2のサンギヤS2の回転数が決まる。この第2のサンギヤS2の回転は、第1の回転メンバM1を介して第3のリングギヤR3にそのまま入力される。このため、2入力1出力の第1の遊星歯車PG1において、第3のサンギヤS3の回転数（＝入力回転数）と第3のリングギヤR3の回転数が規定されることにより、第3のキャリアPC3の回転数が決まる。この第3のキャリアPC3からの出力回転数（入力回転数及び第6速より高い増速回転数）は、出力軸OUTにそのまま伝達され、第7速の変速段が達成される。

10

【0135】

（第8速の変速段）

20

第8速（8th）の変速段では、図25のハッチングに示すように、第1クラッチC1と第3クラッチC3が同時締結される。

【0136】

この第1クラッチC1と第3クラッチC3の同時締結により、入力軸INと第1のキャリアPC1と第2のキャリアPC2と第3のサンギヤS3が直結される。

【0137】

したがって、入力軸INが入力回転数により回転すると、第2の遊星歯車PG2の第2のキャリアPC2と第2のリングギヤR2は、サンギヤ固定の第1の遊星歯車PG1の第1のキャリアPC1と第1のリングギヤR1の回転により拘束を受けながら回転する。このときの拘束条件は、第1クラッチC1を介して第1のキャリアPC1と第2のキャリアPC2が同じ回転数（＝入力回転数）を保ち、第2の回転メンバM2を介して第1のリングギヤR1と第2のリングギヤR2が同じ回転数を保つという条件である。この回転拘束関係により、2入力1出力の第2の遊星歯車PG2において、第2のキャリアPC2の回転数（＝入力回転数）と第2のリングギヤR2の回転数が規定され、第2のサンギヤS2の回転数が決まる。この第2のサンギヤS2の回転は、第1の回転メンバM1を介して第3のリングギヤR3にそのまま入力される。このため、2入力1出力の第3の遊星歯車PG3において、第3のサンギヤS3の回転数（＝入力回転数）と第3のリングギヤR3の回転数が規定されることにより、第3のキャリアPC3の回転数が決まる。この第3のキャリアPC3からの出力回転数（入力回転数及び第7速より高い増速回転数）は、出力軸OUTにそのまま伝達され、第8速の変速段が達成される。

30

【0138】

（後退速の変速段）

40

後退速（Rev）の変速段では、図26のハッチングに示すように、第3クラッチC3と第1ブレーキB1が同時締結される。

【0139】

この第3クラッチC3の締結により、入力軸INと第2のキャリアPC2と第3のサンギヤS3が直結される。第1ブレーキB1の締結と第2の回転メンバM2と第1の固定メンバF1により、第1の遊星歯車PG1の三つの回転要素S1、PC1、R1が一体となってトランスミッションケースTCに固定されると共に、第2のリングギヤR2がトランスミッションケースTCに固定される。

【0140】

50

したがって、第3のサンギヤS3へ入力軸INを経過して入力回転数が入力されると、第3の遊星歯車PG3の第3のサンギヤS3と第3のリングギヤR3は、リングギヤ固定の第2の遊星歯車PG2の第2のサンギヤS2と第2のキャリヤPC2の回転により拘束を受けながら回転する。このときの拘束条件は、第3クラッチC3を介して第2のキャリヤPC2と第3のサンギヤS3とが同じ回転数（＝入力回転数）を保ち、且つ、第1の回転メンバM1を介して第2のサンギヤS2と第3のリングギヤR3が同じ回転数を保つという条件である。この回転拘束関係により、2入力1出力の第3の遊星歯車PG3において、第3のサンギヤS3の回転数（＝入力回転数）と第3のリングギヤR3の回転数が規定され、第3のキャリヤPC3の回転数が決まる。この第3のキャリヤPC3からの出力回転数（入力回転数とは逆方向で入力回転数より低い減速回転数）は、出力軸OUTにそのまま伝達され、後退速の変速段が達成される。

10

【0141】

〔従来技術との対比による有利性〕

実施例2の自動変速機（図17）と従来例の自動変速機（図13）を対比すると、基本構成と変速性能、及び変速制御性能は、実施例1との対比と同様に、同等であるといえる。

【0142】

しかし、実施例2の自動変速機は、3遊星歯車について従来例の自動変速機に比べて有用性を持つ。

【0143】

すなわち、実施例2の自動変速機の場合、第2の遊星歯車PG2のみをダブルピニオン型遊星歯車とし、第1の遊星歯車PG1と第3の遊星歯車PG3についてはシングルピニオン型遊星歯車を用いている。このように、ダブルピニオン型遊星歯車を1つだけ用いているため、2つのダブルピニオン型遊星歯車を用いる従来例に比べ、ピニオン径・部品点数の面で有利であり、また、比較的ギヤ比が高くて伝達トルクの高い低速段における歯車噛み合い回数が有利である。

20

【0144】

この結果、3遊星・6摩擦要素で前進8速を達成しながら、耐久信頼性・コストの面で有利にすることができると共に、低速段におけるギヤ効率・ギヤノイズについても有利にできる。

【0145】

さらに、この実施例2の自動変速機では、第1の固定メンバF1と第1ブレーキB1を、共に第1の遊星歯車PG1より駆動源側の上流位置に設定している。すなわち、複数のブレーキ要素をまとめてトランスミッションケースTCの前側部分に配置することができ、ケースの小型化を図って車体フロアとの干渉をさらに低減することができる。

30

【0146】

次に、効果を説明する。

実施例2の自動変速機にあっては、実施例1の(2)～(4)の効果に加え、下記の効果を得ることができる。

【0147】

(5) 第1のサンギヤS1と、第1のリングギヤR1と、前記第1のサンギヤS1と前記第1のリングギヤR1に噛み合う第1のシングルピニオンP1を支持する第1のキャリヤPC1とからなる第1の遊星歯車PG1と、第2のサンギヤS2と、第2のリングギヤR2と、前記第2のサンギヤS1と前記第2のリングギヤR2に噛み合う第2のダブルピニオンP2s, P2rを支持する第2のキャリヤPC2とからなる第2の遊星歯車PG2と、第3のサンギヤS3と、第3のリングギヤR3と、前記第3のサンギヤS3と前記第3のリングギヤR3に噛み合う第3のシングルピニオンP3を支持する第3のキャリヤPC3とからなる第3の遊星歯車PG3と、6つの摩擦要素と、を備え、前記6つの摩擦要素を適宜締結解放することにより少なくとも前進8速の変速段に変速して入力軸INからのトルクを出力軸OUTに出力可能な自動変速機において、前記入力軸INは、前記第3のサンギヤS3に常時連結しており、前記出力軸OUTは、前記第3のキャリヤPC3に常時連結しており、前記第1のサンギヤS1は、常時固定して第1の固定

40

50

メンバF1を構成しており、前記第2のサンギヤS2と前記第3のリングギヤR3は、常時連結して第1の回転メンバM1を構成しており、前記第1のリングギヤR1と前記第2のリングギヤR2は、常時締結して第2の回転メンバM2を構成しており、前記6つの摩擦要素は、前記第1のキャリアPC1と前記第2のキャリアPC2の間を選択的に連結する第1の摩擦要素（第1クラッチC1）と、前記第1のキャリアPC1と前記第1の回転メンバM1の間を選択的に連結する第2の摩擦要素（第2クラッチC2）と、前記第2のキャリアPC2と前記第3のサンギヤS3の間を選択的に連結する第3の摩擦要素（第3クラッチC3）と、前記第2のキャリアPC2と前記第3のキャリアPC3の間を選択的に連結する第4の摩擦要素（第4クラッチC4）と、前記第3のサンギヤS3と第2の回転メンバM2の間を選択的に連結する第5の摩擦要素（第5クラッチC5）と、前記第2の回転メンバM2の回転に係止可能な第6の摩擦要素（第1ブレーキB1）と、

10

により構成され、前記6つの摩擦要素のうち、二つの同時締結の組み合わせにより、少なくとも前進8速及び後退1速を達成する構成とした。

このため、3遊星・6摩擦要素で前進8速を達成しながら、ダブルピニオン遊星歯車の使用数を低減でき、耐久性信頼性・コストの面で有利であると共に、遊星数・摩擦要素数を増やさずに多段化するため、ユニットレイアウト拡大とコストアップすることなく燃費性能及び変速性能の向上を図ることができる。加えて、ギヤ比が高い変速段でのギヤ効率・ギヤノイズについても有利である。

【0148】

以上、本発明の自動変速機を実施例1及び実施例2に基づき説明してきたが、具体的な構成については、これらの実施例に限られるものではなく、特許請求の範囲の各請求項に係る発明の要旨を逸脱しない限り、設計の変更や追加等は許容される。

20

【0149】

実施例1では、第1の遊星歯車PG1の歯車比 ρ_1 と、第2の遊星歯車PG2の歯車比 ρ_2 と、第3の遊星歯車PG3の歯車比 ρ_3 を、それぞれについて好適の値に設定する例を示した。しかし、各遊星歯車PG1, PG2, PG3の歯車比 ρ_1 , ρ_2 , ρ_3 は、歯車比設定が可能な範囲内の値であって、RC値の高いギヤ比や適切な段間比を得るように設定したものであれば、具体的な値は、実施例1の値に限られるものではない。

【0150】

実施例1及び実施例2では、入出力軸を同軸配置とするFRエンジン車に適用される自動変速機の例を示したが、FRエンジン車に限らず、FFエンジン車やハイブリッド車や電気自動車や燃料電池車、等の様々な車両の自動変速機としても適用することができる。

30

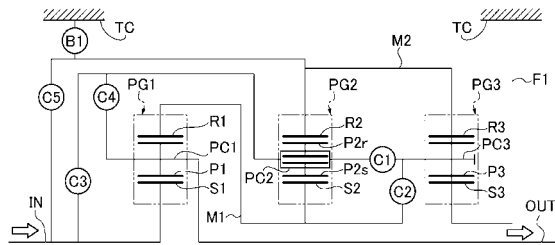
【符号の説明】

【0151】

PG1 第1の遊星歯車
 PG2 第2の遊星歯車
 PG3 第3の遊星歯車
 IN 入力軸
 OUT 出力軸
 F1 第1の固定メンバ
 M1 第1の回転メンバ
 M2 第2の回転メンバ
 C1 第1クラッチ（第1の摩擦要素）
 C2 第2クラッチ（第2の摩擦要素）
 C3 第3クラッチ（第3の摩擦要素）
 C4 第4クラッチ（第4の摩擦要素）
 C5 第5クラッチ（第5の摩擦要素）
 B1 第1ブレーキ（第6の摩擦要素）
 TC トランスミッションケース

40

【図 1】



【図 2】

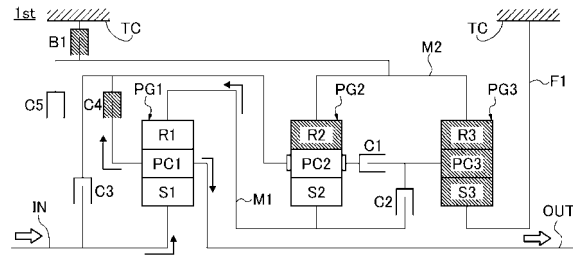
	C1	C2	C3	C4	C5	B1	ギヤ比	段間比
1st				○		○	4.915	1.578
2nd		○				○	3.114	1.550
3rd		○		○			2.009	1.358
4th			○				1.479	1.182
5th		○			○		1.251	1.251
6th			○		○		1.000	1.171
7th	○				○		0.854	1.306
8th	○		○				0.654	
Rev			○			○	~3.888	1.264

【図 3】

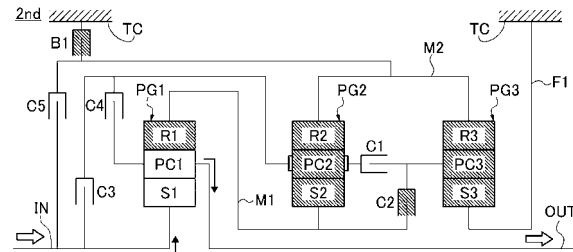
	1st	2nd	3rd	4th	5th	6th	7th	8th	平均噛み合い数
遊星1	2	2	2	2	2	0	2	2	
遊星2	3	0	3	3	0	0	3	3	
遊星3	0	0	2	2	2	0	2	2	
total	5	2	7	7	4	0	7	7	4.88

シングルベニオン:2
ダブルベニオン:3

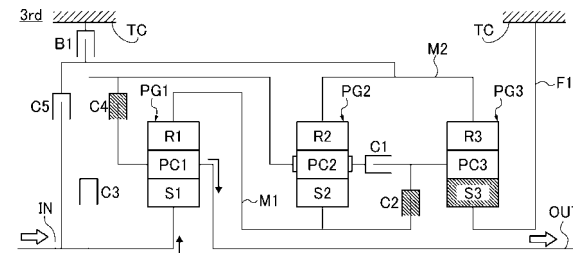
【図 4】



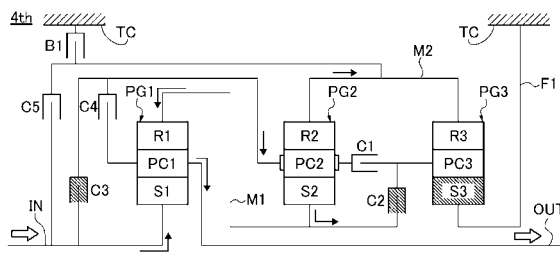
【図 5】



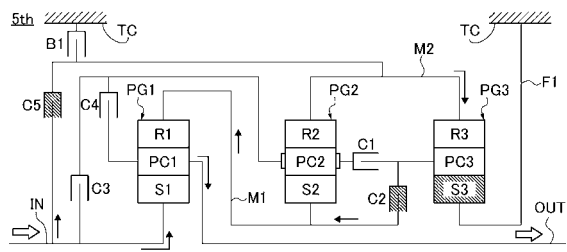
【図 6】



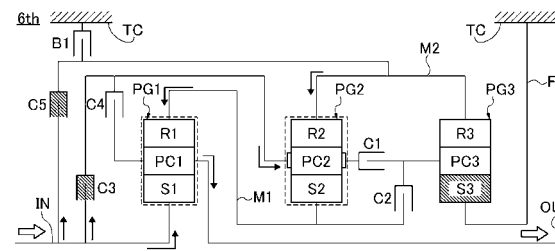
【図 7】



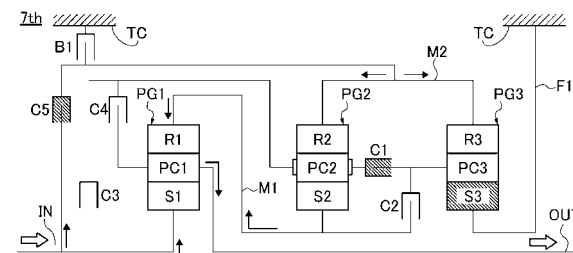
【図 8】



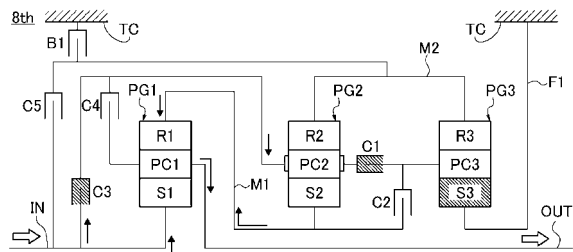
【図 9】



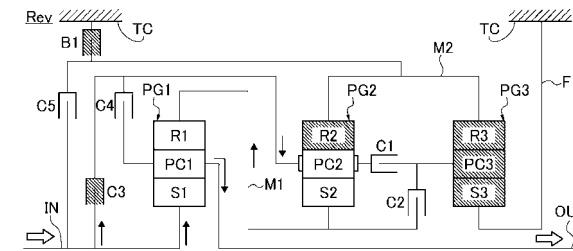
【図 10】



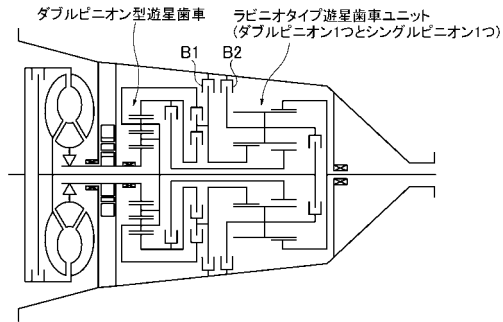
【図 11】



【図 12】



【図 13】



【図 14】

	C1	C2	C3	C4	B1	B2	ギヤ比
1st	○					○	4.267
2nd	○				○		2.489
3rd	○	○					1.600
4th	○			○			1.318
5th	○		○				1.164
6th			○	○			1.000
7th		○					0.842
8th			○		○		0.667
Rev1		○				○	3.200
Rev2				○		○	2.000

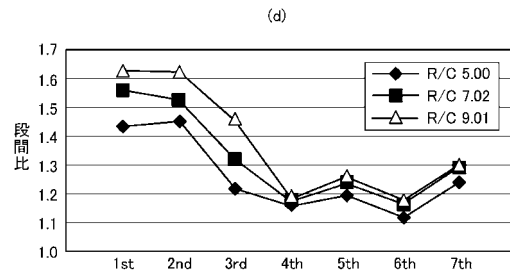
【図 15】

歯車噛み合い回数 シングルピニオン:2
ダブルピニオン:3

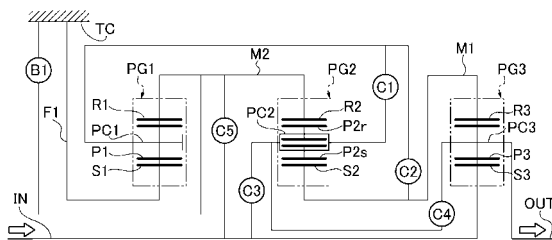
	1st	2nd	3rd	4th	5th	6th	7th	8th	平均噛み合い数
遊星1	3	3	3	3	3	0	3	0	—
遊星2	0	2	0	2	0	0	2	2	—
遊星3	3	3	0	3	3	0	0	0	—
total	6	8	3	8	6	0	5	2	4.75

【図 16】

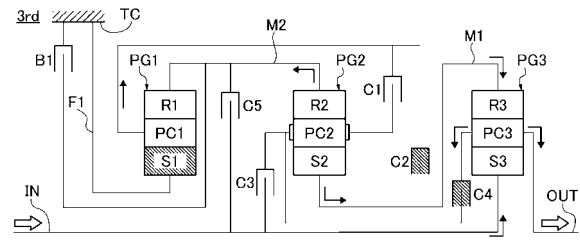
(a) RC = 5.00			(b) RC = 7.02			(c) RC = 9.01		
	ギヤ比	段間比		ギヤ比	段間比		ギヤ比	段間比
1st	3.576	1.440	1st	4.631	1.564	1st	5.823	1.631
2nd	2.484	1.457	2nd	2.961	1.529	2nd	3.571	1.628
3rd	1.705	1.221	3rd	1.936	1.324	3rd	2.194	1.461
4th	1.396	1.164	4th	1.462	1.175	4th	1.502	1.190
5th	1.199	1.199	5th	1.244	1.244	5th	1.262	1.262
6th	1.000	1.122	6th	1.000	1.167	6th	1.000	1.182
7th	0.891	1.246	7th	0.857	1.298	7th	0.846	1.310
8th	0.715		8th	0.660		8th	0.646	



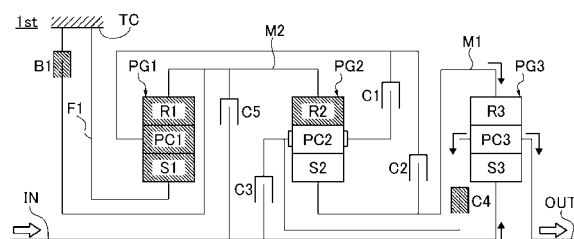
【図 17】



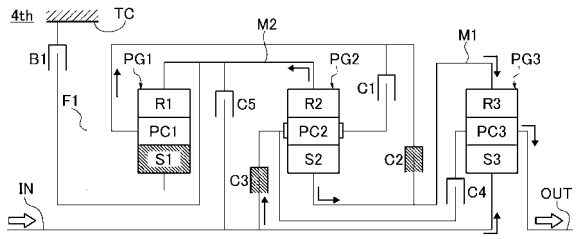
【図 20】



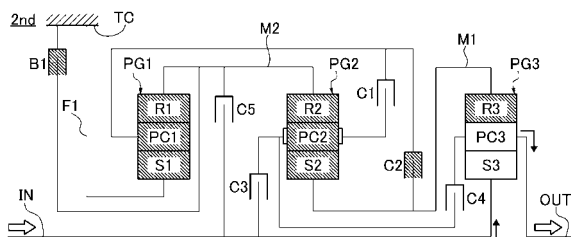
【図 18】



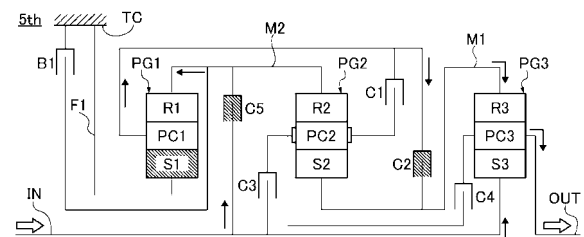
【図 21】



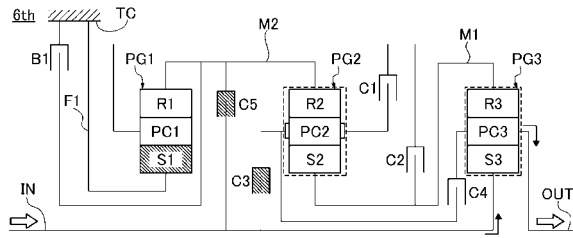
【図 19】



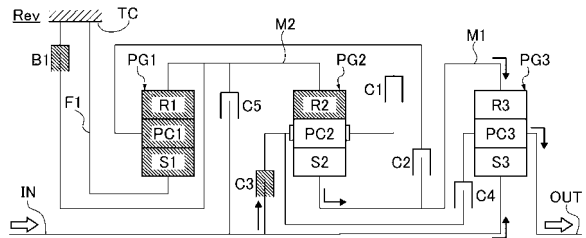
【図 22】



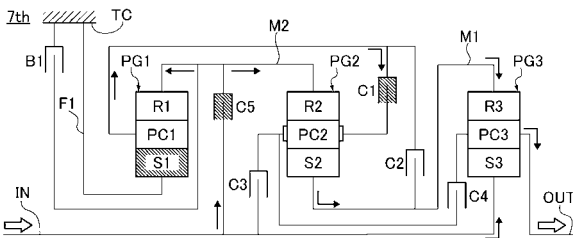
【図 2 3】



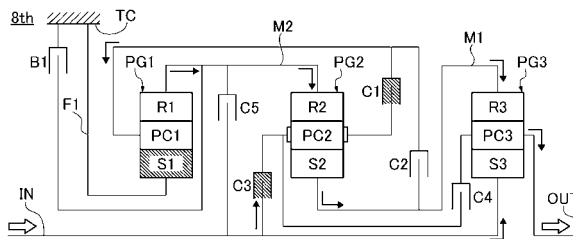
【図 2 6】



【図 2 4】



【図 2 5】



フロントページの続き

- (72)発明者 奥田 隆之
静岡県富士市今泉700番地の1 ジヤトコ株式会社内
- (72)発明者 飯塚 浩一
静岡県富士市今泉700番地の1 ジヤトコ株式会社内

審査官 堀内 亮吾

- (56)参考文献 特開2003-130152 (JP, A)
特開2009-162339 (JP, A)
特開2004-340318 (JP, A)
米国特許出願公開第2004/0266581 (US, A1)
米国特許出願公開第2006/0270513 (US, A1)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F16H 3/00- 3/78